

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Rovnací zařízení na dráty

Wire Straightener

Student:

Lukáš Hruzík

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Ivana Kunzová, Ph.D.

Ostrava 2016

Zadání bakalářské práce

Student: **Lukáš Hruzík**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Rovnačí zařízení na dráty**
Wire Straightener
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Proveďte optimalizaci rovnačího zařízení na dráty sloužící k výrobě drátových výpletů do ráfků cyklistických kol. Odvíjecí a rovnačí stroj je určen pro cívky do průměru 1m, hmotnost cívky je 800-1000kg a drát má průměr 2mm. Drát je z pozinkované nebo nerez oceli.
Nakreslete sestavu zařízení a výrobní výkres vybrané části.

Seznam doporučené odborné literatury:

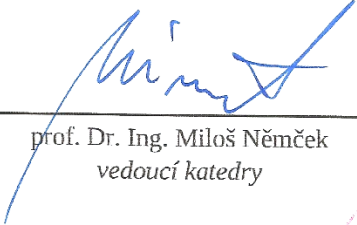
Bolek,A.; Kochman,J. Části strojů I. Praha: SNTL, 1989. 775s. ISBN 80-03-00046-7
Bolek,A.; Kochman,J. Části strojů II. Praha: SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00426-8
Dejl,Z. Konstrukce strojů a zařízení I. Ostrava: Montanex, 2000. 225s. ISBN 80-7225-018-3
Kaláb,K. Části a mechanismy strojů pro bakaláře, Části spojovací. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 90s. ISBN 978-80-248-1290-8
Kaláb,K. Části a mechanismy strojů pro bakaláře, Části pohonů strojů. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 128s. ISBN 978-80-248-1860-3
Leinveber,J.; Vávra,P. Strojnické tabulky. Albra-pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2006. 914s. ISBN 80-7361-033-7
Normy, firemní katalogy, prospekty a www-stránky k dané problematice

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Ivana Kunzová, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

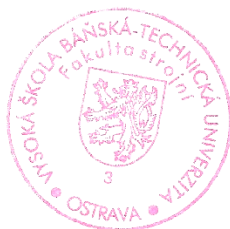
Datum odevzdání: 16.05.2016



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě *n.5*

Lubor Kušák

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 - školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít toto dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do její skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě *n.5*

Lukáš Hruzík
.....

podpis studenta

Lukáš Hruzík

Velké Albrechtice 133

742 91 Velké Albrechtice

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

HRUZÍK, L. *Rovnací zařízení na dráty : bakalářská práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2016, 35 s. Vedoucí práce: Ing. Ivana Kunzová, Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá optimalizací odvíjecího zařízení. Zařízení je součástí výrobní linky na výrobu ocelových paprsků cyklistických kol. V první části se práce zabývá rozdělením odvíjecích zařízení. Následuje popis problému vznikajících na stroji a následně návrh řešení problému vznikajících na stroji. V další části jsou na základě vypočtené kritické síly navrhovány a kontrolovány jednotlivé prvky zařízení. Hlavní nosná část mechanismu byla kontrolována pomocí MKP. V závěru se nachází zhodnocení celé práce a možnost zavedení navrhovaného řešení do výroby.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

HRUZÍK, L. *Wire Straightener : Bachelor Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2016, 35 p. Thesis head Ing. Ivana Kunzová, Ph.D.

This bachelor thesis deals with optimization of an unwinding device. The device is part of the production line for steel spokes of bicycle wheels. The first part deals with the distribution of unwinding devices. In the following part, I describe both problems occurring on the machine and the problem solving. Concerning the next part, it is focused on calculated critical force designed and controlled by the individual elements. The main carrier of the mechanism was checked by FEM. The last part deals with wide evaluation of the work and the possibility of introducing the proposed solution into production.

Seznam použitých značek a symbolů

Označení	Popis veličiny	Jednotka
B_{sm}	šířka svěrného spoje	[mm]
B_v	výška distančního válečku	[mm]
D_{sm}	ø díry svěrného spoje	[mm]
D_t	ø trubky oblouku	[mm]
F	síla na rameni stroje	[N]
F_a	maximální axiální zatížení	[N]
F_{min}	minimální síla na spojovací tyči	[N]
F_N	normálová síla svěrného spoje	[N]
F_o	axiální zatížení	[N]
F_P	síla pístu	[N]
F_R	radiální zatížení na jednotlivých kladkách	[N]
F_S	síla stroje	[N]
F_{St}	jednotlivé síly na spojovací tyči	[N]
F_T	tečná síla svěrného spoje	[N]
F_8	maximální síla pružiny	[N]
H_s, H_{sv}	výška svěrného spoje	[mm]
I_R	hmotový moment setrvačnosti plné cívky	[kg·m ²]
L_{10}	trvanlivost ložisek	[10 ⁶ otáček]
L_{10h}	trvanlivost ložisek v hodinách	[hod]
M_k	krouticí moment přenášený svěrným spojem	[N·mm]
M_{kB}	bezpečný krouticí moment přenášený svěrným spojem	[N·mm]
M_m	třecí moment pod maticí	[N·mm]
M_o	ohybový moment	[N·mm]
M_R	moment potřebný k roztočení cívky	[N·mm]
M_{tz}	tření na závitech šroubu	[N·mm]
M_u	utahovací moment	[N·mm]
O_{dk}	obvod kladky na výpočtovém průměru	[mm]
P	tlak	[MPa]
P_{Docel}	dovolený tlak pro ocel	[MPa]
P_R	ekvivalentní radiální zatížení	[N]
R_A, R_B	reakce v podporách A a B	[N]
R_c	poloměr cívky	[m]
R_z	poloměr zaoblení závitu	[mm]

R_{zf}	fiktivní poloměr zaoblení závitu	[mm]
S_0	statická bezpečnost ložiska	[-]
S_s'	předběžná plocha průřezu šroubu ze smykového napětí	[mm ²]
c_p	tuhost pružiny, přírub	[N·mm ⁻¹]
c_s	tuhost spojovací tyče	[N·mm ⁻¹]
d'	předběžný \varnothing šroubu ze smykového napětí	[mm]
d_D	\varnothing díry pro šroub	[mm]
d_K	výpočtový průměr kladky	[mm]
d_s	třecí průměr pod maticí	[mm]
d_{lp}	vnitřní průměr pneumatického pístu	[mm]
d_2	střední \varnothing šroubu	[mm]
d_3	malý \varnothing šroubu	[mm]
d_3'	předběžný návrh malého průměru šroubu	[mm]
f'	smykové tření na kruhové ploše	[-]
f_m	smykové tření pod maticí	[-]
$f_{ocel-ocel}$	smykové tření na svěrném spoji	[-]
f_z	tření na závitech šroubu	[-]
h_z	rozdíl výšek středu ramene a spodní části cívky	[mm]
i_{min}	počet vyrobených kusů za minutu	[-]
k	bezpečnost	[-]
$k_{\sigma h}, k_{\sigma a}$	dynamická bezpečnost v tahu	[-]
l	vzdálenost podpor A a B	[mm]
l'	kritická délka pro otláčení šroubu	[mm]
l_d	délka drátu mezi cívkou a první kladkou v půdoryse	[mm]
$l_{pš}$	délka polotovaru pro výrobu špic	[m]
l_{s2}, l_{s21}, l_{s22}	délky spojovací tyče potřebné pro výpočet tuhosti	[mm]
l_t	délka trubky	[mm]
m_c	hmotnost cívky	[kg]
n_k	otáčky kladky	[min ⁻¹]
p_p	tlak na pneumatickém pístu	[bar]
s	otvor klíče	[mm]
s^x	součinitel pevnostní hypotézy	[-]
t	čas pro výpočet zrychlení	[s]
v_{sp}	podávací rychlost stroje	[m·s ⁻¹]

α_{Fol}	úhel drátu	[°]
α_σ	součinitel koncentrace napětí v tahu	[-]
β_σ	vrubový součinitel pro tahové napětí	[-]
ε	úhlové zrychlení cívky	[rad·s ⁻²]
ε_p	součinitel jakosti povchu	[-]
ν_σ	součinitel velikosti součásti	[-]
ρ^x	materiálová konstanta	[mm]
σ_c	mez únavy hladkého vzorku	[MPa]
σ_c^x	mez únavy reálné součásti	[MPa]
σ_{Do}	dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_o	napětí v ohybu	[MPa]
σ_{red}	redukované napětí	[MPa]
σ_t	tahové napětí	[MPa]
σ_{tSt}	jednotlivá napětí na spojovací tyči	[MPa]
τ_{Ds}	dovolené napětí ve smyku	[MPa]
τ_{ks}	napětí šroubu v krutu	[MPa]
τ_s	napětí ve smyku	[MPa]
φ'	redukovaný třecí úhel	[°]
ψ	úhel stoupání závitu	[°]
ψ_σ	součinitel sbíhavosti hladké součásti	[-]
ψ_σ^x	součinitel sbíhavosti skutečné součásti	[-]
ω_c	úhlová rychlost cívky	[rad·s ⁻¹]

Obsah

1 Úvod	2
2 Odvíjecí zařízení	3
3 Popis stroje	7
3.1 Popis problému	8
4 Návrh řešení	9
5 Konstrukce jednotlivých dílů	11
5.1 Návrh pružiny	11
5.2 Výpočet maximální síly v drátu	12
5.3 Rozložení kritické síly na vodících kladkách	15
5.4 Návrh uložení vodících kladek	16
5.5 Návrh vodících kladek a kontrola ložisek	20
5.6 Kontrola svěrného spoje kladky	22
5.7 Kontrola svěrného spoje ramene	24
5.8 Kontrola oblouku pomocí MKP	26
5.9 Dynamická kontrola spojovací tyče	29
6 Závěr	32
7 Seznam použité literatury	33
8 Seznam příloh	35

1 Úvod

Řešením bakalářské práce je optimalizace odvíjecího zařízení, které je součástí výrobní linky na výrobu ocelových paprsků cyklistických kol. Bakalářskou práci jsem řešil pro firmu Remerx. Tato firma se zabývá výrobou ráfků cyklistických kol a v poslední době právě také výrobou ocelových špic. Optimalizace probíhala na stroji vyrobeném francouzskou firmou Cera, tato firma dodala kompletní technologii pro výrobu ocelových paprsků.

Při celé práci zde byla snaha co možná nejméně zasahovat do základních částí stroje, protože hodně informací o tom jak stroj funguje, ale hlavně jak komunikuje, se strojem na výrobu špic nebylo možné zjistit. Stroj rovněž nemohl být více přestavěn z legislativních důvodů. Na stroj totiž byla použita půjčka s evropské unie a v podmínkách je řečeno, že stroj musí určitou dobu fungovat bez výrazných změn.

2 Odvíjecí zařízení

Odvíjecí zařízení se používají k odvíjení polotovarů nebo materiálů, které jsou dodávány na cívkách nebo ve svitcích. Klasickým případem jsou například dráty. Odvíjecí zařízení se rovněž hojně používají v elektrotechnickém průmyslu pro odvíjení kabelů z velkých dřevěných cívek. Používají se buďto jako součást výrobních linek, kde slouží pro přípravu polotovaru a dodávku polotovarů do stroje, nebo jako samostatné stroje.

- **Používané cívky:**

Důležitým parametrem odvíječe je také s jakými cívkami dokáže odvíječ pracovat. Dnes používané cívky jsou totiž navíjeny dvěma způsoby a to buďto jako bubny, které jsou navíjeny rovnoměrně, nebo cívky navíjené od spodu. Některé stroje dokonce pracují nejen s cívkami, ale také se svitky drátů.



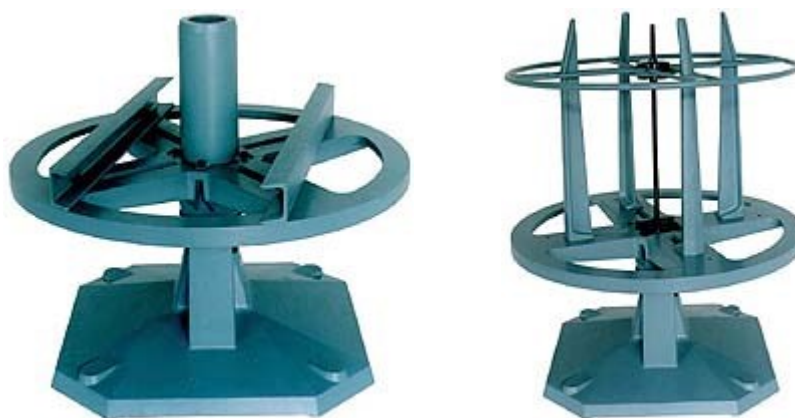
Obr. 2.1 Příklad odvíjecího zařízení používaného pro odvíjení svitků s vertikálním výstupem drátu firmy Vaspo [7].

- **Nepoháněná odvíjecí zařízení:**

U nepoháněných odvíjecích zařízení se drát odvíjí z cívek nebo svitků pouze pomocí tažné síly stroje, nebo ruční silou vyvinutou obsluhou. Odvíječe pro ruční odvíjení se používají pouze u malých odvíjecích zařízení nebo u výrobních linek, kde tažnou sílu zprostředkovává stroj.

- **Vertikální nepoháněná odvíjecí zařízení:**

Odvíjecí zařízení ve většině případů obsahují také brzdu, která zabraňuje samovolnému odvíjení drátu z cívky a tím i následnému zamotání. Některé zařízení obsahují také nastavbu pro odvíjení drátu nejen z cívek, ale také ze svitků.



Obr. 2.2 Příklad odvíjecího zařízení firmy Kovopolice vlevo pro použití cívek, vpravo pro odvíjení svitků [8].

- **Horizontální nepoháněná zařízení:**

Jedná se o zařízení používaná především v elektro průmyslu, používají se pouze pro cívky s bočnicemi, které jsou nejčastěji dřevěné. Ty se ustavují buďto na dva volně otočné válečky, nebo na volně otočný trn.



Obr. 2.3 Příklad odvíjecího zařízení pro bubn s bočnicemi [9].

- **Poháněná odvíjecí zařízení:**

Zařízení jsou obdobou nepoháněných zařízení, ale obsahují pohon, který odvíjí drát. Poháněná zařízení buďto odvíjejí konstantní rychlostí nebo je jejich rychlost řízená délkou smyčky, která se zjišťuje pomocí snímače polohy ramene.

- **Vertikální poháněná odvíjecí zařízení:**

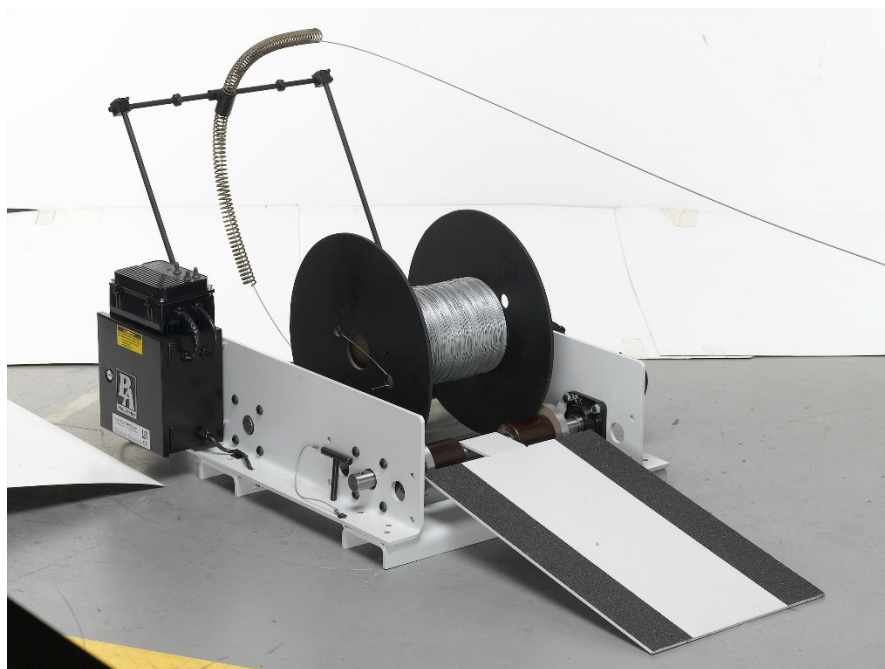
Tato zařízení se ve většině případů používají jak pro odvíjení cívek, tak pro odvíjení z bubnů. Většina zařízení má vertikální pohyblivé rameno. U některých strojů je rameno horizontální.



Obr. 2.4 Vertikální poháněné odvíjecí zařízení s horizontálním ramenem firmy Soprem [10].

- **Horizontální poháněná odvíjecí zařízení:**

Pro tato zařízení platí stejné zásady, jako pro nepoháněná zařízení. Platí u nich také buďto odvíjení konstantní rychlostí nebo řízené pomocí velikosti smyčky.



Obr. 2.5 Horizontální poháněná odvíjecí zařízení firmy P/A Bohemia [11].

Správně fungující odvíjecí zařízení používané ve firmě Remerx u stroje pro ztenčování drátů používaných pro výrobu špic z nerezové oceli.



Obr. 2.6 Zařízení používáno ve firmě Remerx

3 Popis stroje

Stroj, který se používá ve firmě Remerx, je součástí výrobní linky na výrobu ocelových výpletů cyklistických kol. Stroj dodala francouzská firma Cera. Používá se zde odvíjecí zařízení s horizontálním ramenem, na kterém je umístěn senzor, pomocí kterého se mění rychlost odvíjení. Rychlost otáčení řídí variátor s aretací na třech různých hodnotách rychlosti. Rychlosti otáčení stroje bohužel nebylo možné vyčíst z žádných materiálů. Rychlost odvíjení nelze ani samostatně nastavit, stroj ji mění automaticky podle délky vyráběné špice a podle množství vyráběných kusů za minutu. Rameno zpět do nulové polohy vrací pneumatický válec namontovaný na rameni stroje. Jedná se o pneumatický válec firmy SMC. Při původním nastavení stroje se drát odvíjí přes tři odvíjecí kladky umístěné po obvodu otočného stolu a jednu kladku umístěnou na rameni stroje. Původně měly kladky průměr 80 mm, při takto malých průměrech kladek docházelo na kladkách vlivem trhavého pohybu ramene k ohýbání drátu, které bylo nepřijatelné. Firma Remerx poté nahradila kladky za jiné, které mají průměr 300 mm. Zároveň byla jedna kladka uložena pohyblivě pomocí pružin, které tlumí rázy vzniklé rychlým pohybem ramene.



Obr. 3.1 Varianta stroje s většími vodicími kladkami, jednou pohyblivou vodicí kladkou a třemi kladkami na rameni stroje

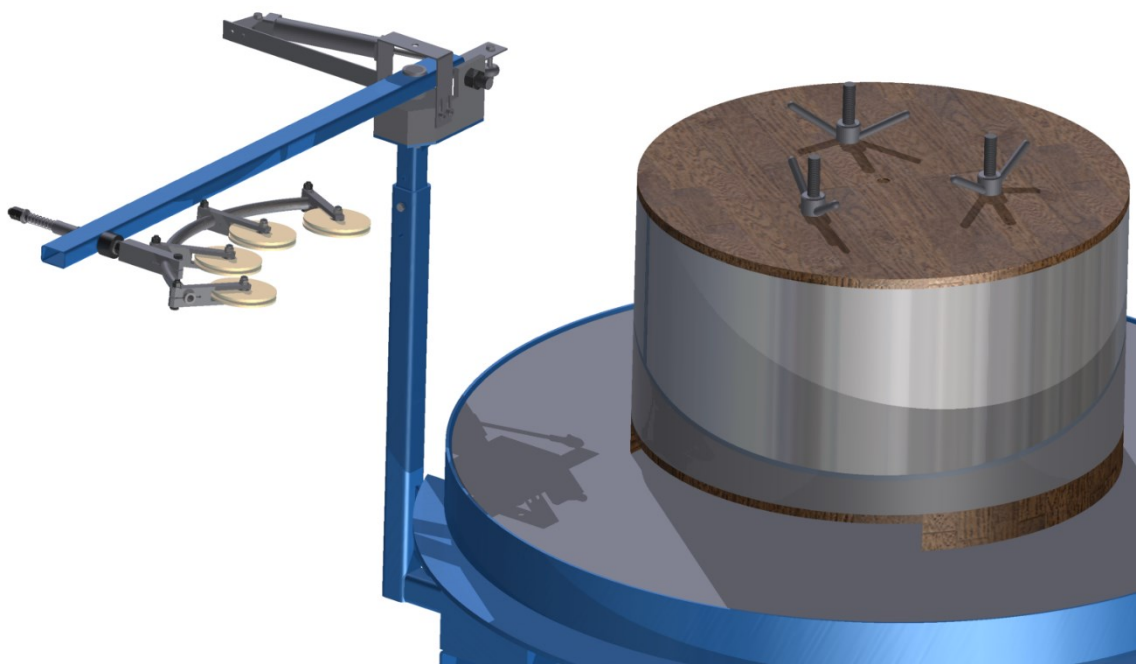
Na stroji se primárně zpracovává nerezový drát o průměru 2 mm dodávaný firmou Fagersta Švédsko z oceli Duplex LDX 2101. Tento drát se dodává na papírových cívkách, vinutých od spodu. Ovšem firma Remerx vyrábí také špice podle dohody s odběratelem a v této situaci používají dráty různých výrobců, třeba i pozinkované navíjené na dřevěných bubnech, proto musí být stroj univerzálnější.

3.1 Popis problému

Problém se strojem spočívá, jak ve špatně narovnaném drátu, tak v problému se zasekáváním stroje. Problém špatně narovnaného drátu částečně vyřešily větší vodící kladky, odpružená jedna z kladek a také přidání ještě jednoho rovnání drátu před stroj zpracovávající drát. Ovšem problém se zasekáváním stroje stále převládá a to především při použití dřevěných bubnů, které jsou vinuty střídavě. Problém nastane ve chvíli, kdy se na okamžik ztratí předpětí na drátu a drát na cívce spadne dolů, i když se má odvíjet nahoře. Stroj poté znovu potáhne drát, ten se ovšem většinou překříží a rameno stroje se dostane do polohy, kdy koncový spínač zastaví rameno a stroj zůstane zaseklý. Poté jej musí obsluha ručně odblokovat.

4 Návrh řešení

U navrženého řešení je hlavním požadavkem, aby stroj dokázal pracovat jak s cívkami nerezového drátu, tak z bubny na kterých je navinut pozinkovaný drát. Samozřejmě jsem se snažil zabránit také zasekávání stroje, proto je obloukové rameno stroje uchyceno tak, aby se mohlo otáčet a tím lépe odvádět drát z cívky. Pro obloukové rameno jsem se rozhodl, protože druhý odvíjecí stroj, který v této firmě používají, disponuje právě obloukovým ramenem a jsou s funkcí tohoto stroje spokojeni. Úhel oblouku jsem ovšem musel změnit. Po několika návrzích jsem se rozhodl pro oblouk s úhlem 94° . Ovšem úhel mezi první a poslední kladkou je 90° . Oblouk jsem uchycením do stroje nerozdělil rovnoměrně, ale na straně výstupu ze stroje je vzdálenost uchycení a konce oblouku menší z důvodu menší změny výšek vystupujícího drátu z odvíječe při pohybu oblouku. Oblouk jsem se rozhodl na rameno uchytit přes již existující otvor s bronzovou vložkou o průměru 12 mm. Oblouk bude odpružený pomocí tlačné pružiny. Tato pružina tlumí rázy při rychlém cukání ramena stroje a navíc vytváří rezervu drátu, která se spotřebovává ve chvíli, kdy by stroj zpomaloval a zrychloval. Tímto dochází k rovnoměrnějšímu otáčení stroje a menšímu namáhání variátoru.



Obr. 4.1 Návrh řešení

5 Konstrukce jednotlivých dílů

Jednotlivé díly jsem navrhoval také s ohledem na cenu a jednoduchou realizovatelnost celého projektu. Ovšem měl jsem problém s určením maximální síly působící na obloukové rameno. Zatížení při správné funkci stroje nebylo určeno, takže třeba návrh ložisek je opravdu pouze informativní. Při výpočtu ve většině případů nezohledňuji účinnost.

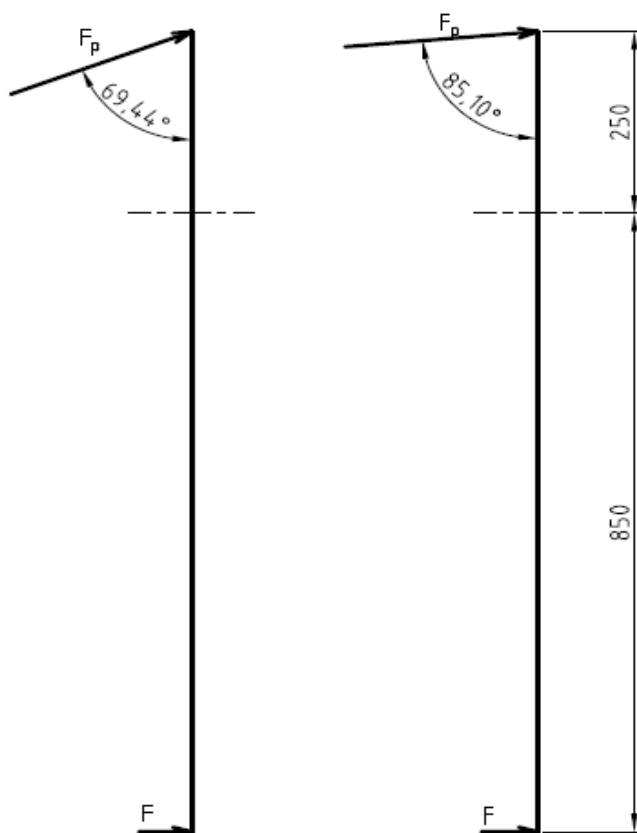
5.1 Návrh pružiny

Návrh pružiny byl proveden jako první, protože délka stlačení pružiny má vliv na úhly na první a čtvrté kladce. Na těchto úhlech závisí velikost radiálních sil na těchto kladkách. Pružina byla navržena ze silové rovnováhy na rameni, protože je to jediná známá síla při správné funkci stroje. Na stroji je použitý pneumatický píst CD85N25-160C-B firmy SMC.

$$p_p = 0,5 \text{ bar}$$

$$d_{lp} = 25 \text{ mm dle [12]}$$

$$F_p = p_p \cdot \frac{\pi \cdot d_{lp}^2}{4} = 0,5 \cdot \frac{\pi \cdot 25^2}{4} = 245,44 \text{ N} \quad (5.1)$$



Obr. 5.1 Schématické znázornění ramene stroje vlevo základní poloha vpravo poloha na úrovni koncového spínače

Síla v pružině v základní poloze:

$$F \cdot 850 = F_p \cdot \sin 69,44^\circ \cdot 250 \Rightarrow F = \frac{F_p \cdot \sin 69,44^\circ \cdot 250}{850} = 67,59 \text{ N} \quad (5.2)$$

Síla v pružině na úrovni koncového spínače:

$$F \cdot 850 = F_p \cdot \sin 85,10^\circ \cdot 250 \Rightarrow F = \frac{F_p \cdot \sin 85,10^\circ \cdot 250}{850} = 71,92 \text{ N} \quad (5.3)$$

Byla navržena pružina z katalogu firmy Fevos s.r.o [13].

Tlačná pružina TL 1,6 x 17,6 x 110 x 17,5.

tab 5.1 Hodnoty pružin

d	průměr drátu	1,6 mm
D ₁	vnější průměr pružiny	17,6 mm
L ₀	délka pružiny ve volném stavu	110 mm
z	celkový počet závitů	17,5
l ₈	délka pružiny ve stlačeném stavu	42,9 mm
F ₈	síla pružiny ve stlačeném stavu	69,9 N
i	poměr vinutí (D ₁ /d)	10
c	tuhost pružiny	1,04 N/mm

Vzhledem k tomu, že maximální síla F je větší než síla F₈, bude přes pružinu převlečena trubka, která bude sloužit jako doraz a ochrana pružiny před plastizací.

$l_t = 43 \text{ mm}$ Délka trubky

Polotovár trubky:

Trubka ocelová 22 x 2 – 43 ČSN 42 6711.21 – 11 353.1 Dle [14].

Pružina bude stlačena na délku 105 mm, aby bylo docíleno předpětí pružiny.

5.2 Výpočet maximální síly v drátu

Při výpočtu vycházím z kritické situace, která by mohla nastat ve chvíli, kdy dojde k poruše motoru a stroj potáhne drát silou potřebnou pro otočení cívky a odmotání drátu. Všechno za předpokladu, že koncový spínač umístěný na rameni stroj nevypne. Čas potřebný pro pohyb ramene až ke koncovému spínači, který potřebuji pro výpočet zrychlení, jsem odměřil z videa natočeného při návštěvě ve firmě Remerx. Hmotový moment setrvačnosti je pouze moment vyvozený hmotností a rozměry cívky s drátem. Hmotové

momenty vnitřních součástí stroje zanedbávám. Největší hmotový moment setrvačnosti je při plné cívce, proto předpokládám plnou cívku.

Rozměry a hmotnost cívky:

$$R_{c1} = 0,235 \text{ m}$$

$$R_{c2} = 0,400 \text{ m}$$

$$m_c = 500 \text{ kg}$$

Podávací rychlost stroje jsem vypočetl z délky polotovaru vyráběných špic a počtu kusů vyrobených špic za minutu.

$$l_{pš} = 0,261 \text{ m}$$

$$i_{min} = 160 \text{ min}^{-1}$$

$$v_{sp} = l_{pš} \cdot \frac{i_{min}}{60} = 0,261 \cdot \frac{160}{60} = 0,696 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.4)$$

$$v_{sp} = R_{c2} \cdot \omega_c \Rightarrow \omega_c = \frac{v_{sp}}{R_{c2}} = \frac{0,696}{0,4} = 1,74 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.5)$$



Obr. 5.2 Závislost času a úhlové rychlosti

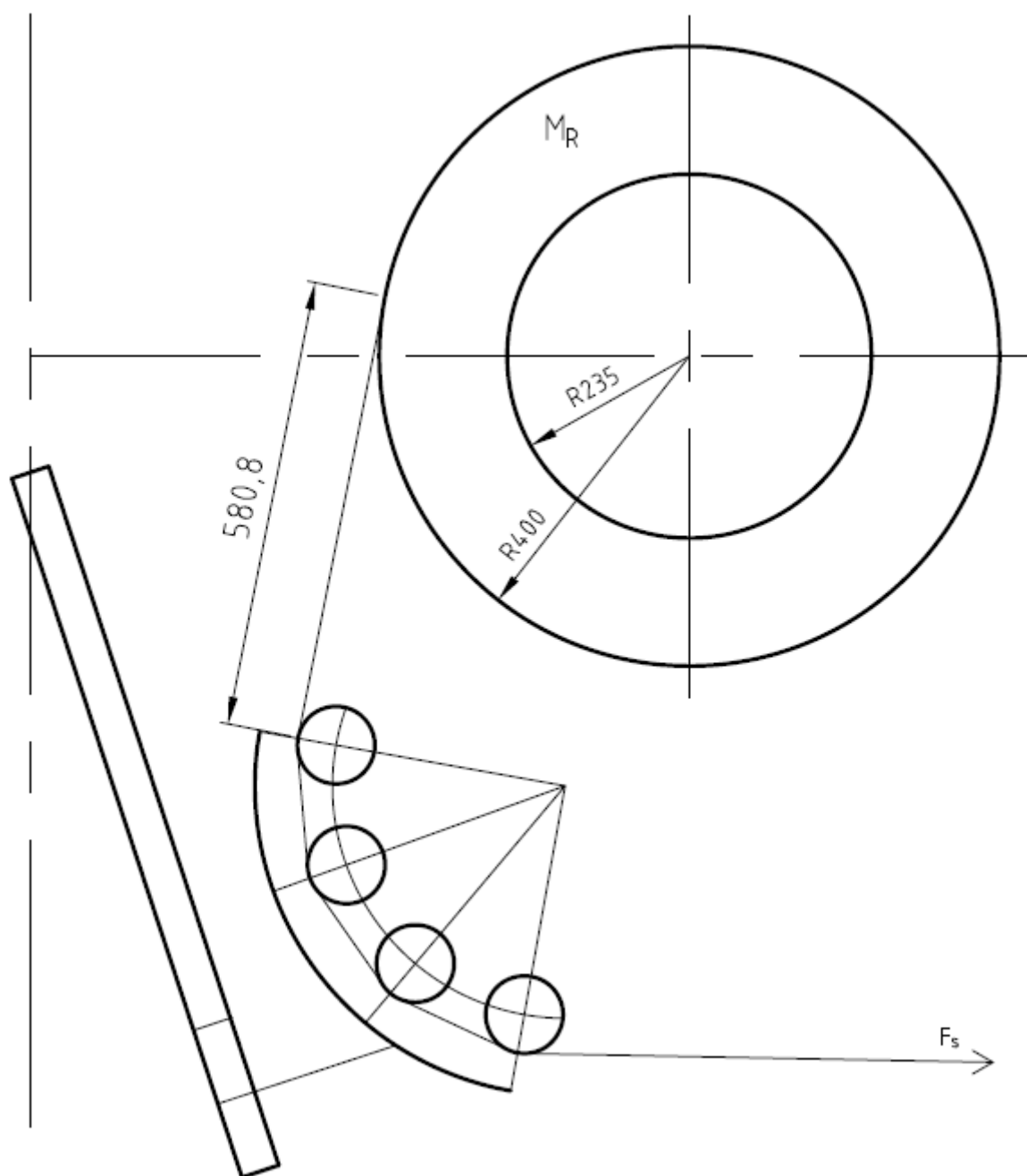
$$\varepsilon = \frac{\omega}{t} = \frac{1,74}{0,5} = 3,48 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (5.6)$$

$$M_R = I_R \cdot \varepsilon = 53,81 \cdot 3,48 = 187,26 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.7)$$

I_R dle [5]

$$I_R = \frac{1}{2} \cdot m_c \cdot (R_{c2}^2 + R_{c1}^2) = \frac{1}{2} \cdot 500 \cdot (0,4^2 + 0,235^2) = 53,81 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (5.8)$$

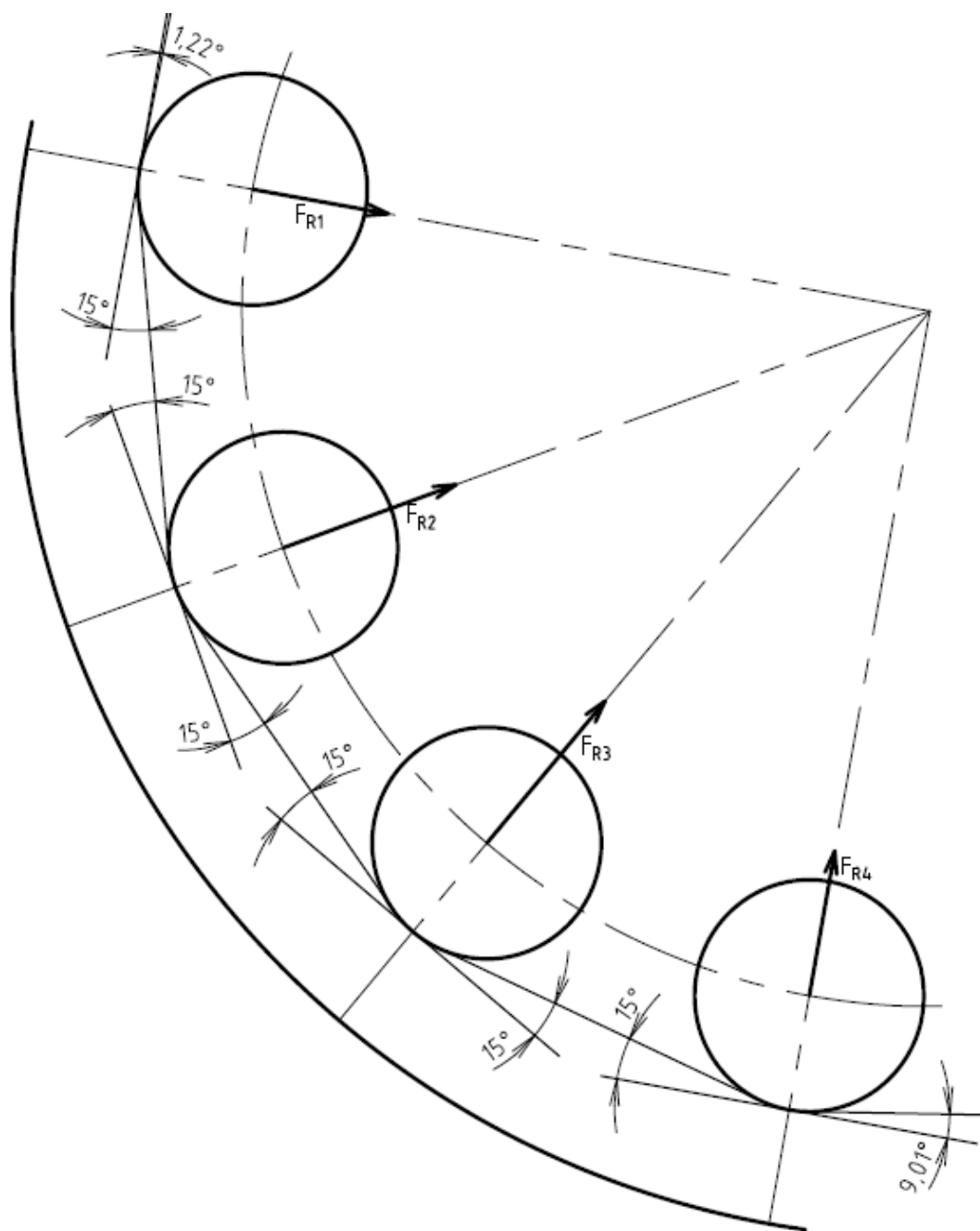
$$M_R = F_s \cdot R_{c2} \Rightarrow F_s = \frac{M_R}{R} = \frac{187,26}{0,4} = 468,15 \text{ N} \quad (5.9)$$



Obr. 5.3 Nákres pro určení maximální síly

5.3 Rozložení kritické síly na vodících kladkách

Maximální zatížení působící na ložisko vodící kladky vychází z maximální síly v drátu, která se na kladce rozloží.



Obr. 5.4 Rozklad sil na vodících kladkách

kladka č. 1

$$F_{R1} = F_s \cdot \sin 15^\circ + F_s \cdot \sin 1,22^\circ = 468,15 \cdot \sin 15^\circ + 468,15 \cdot \sin 1,22^\circ = 131,13 \text{ N} \quad (5.10)$$

kladka č. 2

$$F_{R2} = 2 \cdot F_s \cdot \sin 15^\circ = 2 \cdot 468,15 \cdot \sin 15^\circ = 242,33 \text{ N} \quad (5.11)$$

kladka č. 3

$$F_{R3} = 2 \cdot F_s \cdot \sin 15^\circ = 2 \cdot 468,15 \cdot \sin 15^\circ = 242,33 \text{ N} \quad (5.12)$$

kladka č. 4

$$\begin{aligned} F_{R4} &= F_s \cdot \sin 15^\circ + F_s \cdot \sin 9,01^\circ = 468,15 \cdot \sin 15^\circ + 468,15 \cdot \sin 9,01^\circ = \\ &= 194,48 \text{ N} \end{aligned} \quad (5.13)$$

Kritická axiální síla vzniká na kladce č. 1 při předpokladu, že oblouk zůstane ve vodorovné poloze, ale drát se bude chtít odvíjet až úplně ze spodu cívky při stejných předpokladech jako při výpočtu kritických radiálních sil. Tato možnost vzniku této síly je ovšem pouze teoretická a v praxi je v podstatě nereálná. Sílu ovšem potřebuji pro návrh svěrného spoje.

$$h_z = 400 \text{ mm}$$

$$l_d = 580,8 \text{ mm}$$

$$tg_{\alpha_{F01}} = \frac{h_z}{l_d} = \frac{400}{580,8} \Rightarrow 34,56^\circ \quad (5.14)$$

$$F_{01} = F_s \cdot \sin_{\alpha_{F01}} = 468,15 \cdot \sin 34,56^\circ = 265,57 \text{ N} \quad (5.15)$$

5.4 Návrh uložení vodících kladek

Ložisko vodící kladky bude uloženo na lícovaném šroubu, který bude vyráběný vzhledem k toleranci dříku. Předběžný návrh vychází ze smyku na kladkách 2 a 3.

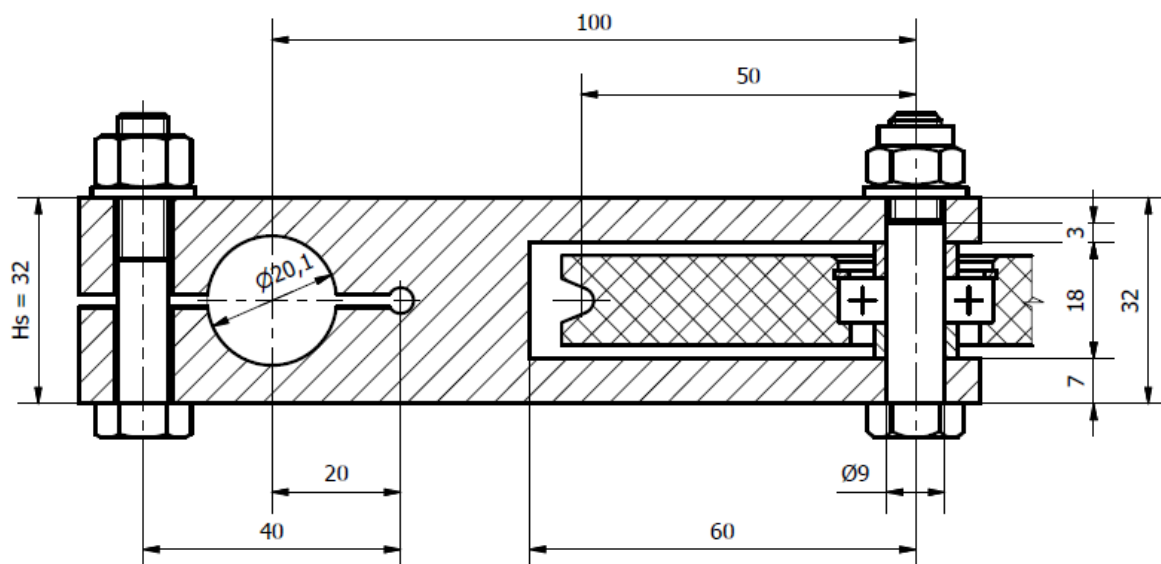
$$\tau_{Ds} = (50 \div 70) \text{ MPa} [1]$$

$$\tau_s = \frac{F_{R2}}{S_s'} \leq \tau_{Ds} \Rightarrow S_s' = \frac{F_{R2}}{\tau_{Ds}} = \frac{242,33}{55} = 4,41 \text{ mm}^2 \quad (5.16)$$

$$S_s' = 2 \cdot \frac{\pi \cdot d'^2}{4} \Rightarrow d' = \sqrt{\frac{4 \cdot S_s'}{2 \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,41}{2 \cdot \pi}} = 1,62 \text{ mm} \quad (5.17)$$

Vzhledem k tomu, že se jedná pouze o návrh, zvětšuji průměr šroubu z konstrukčního hlediska na závit M8 a průměr rozšířeného dříku u šroubu na průměr 9 mm. Jako materiál na výrobu šroubu byla navržena ocel S235JRC+C.

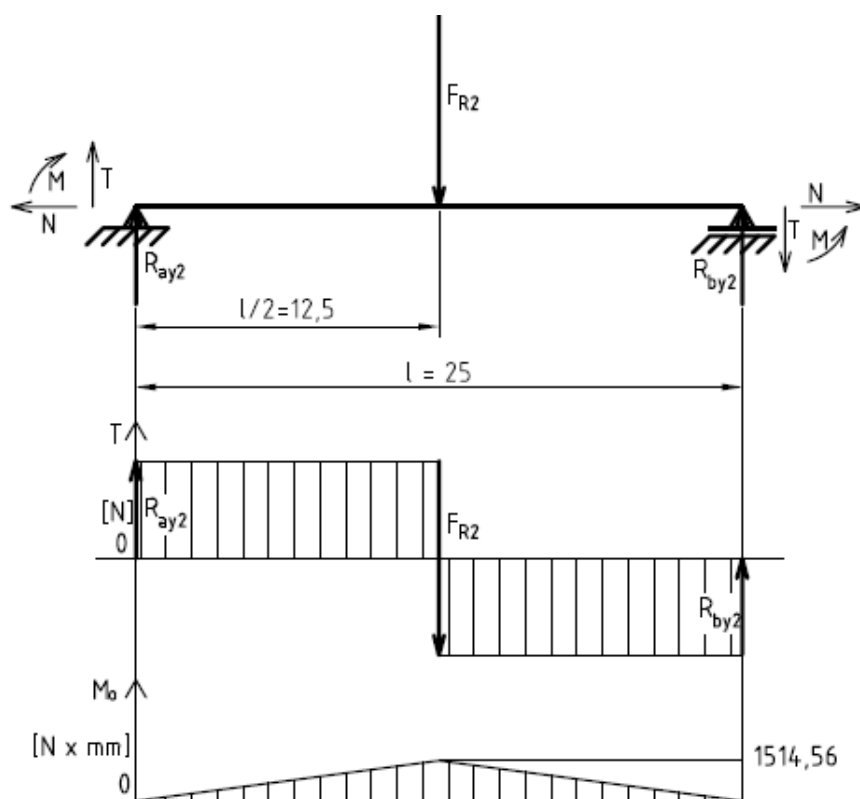
Polotovár: Tyč 6HR – 13 EN 10 278 [14].



Obr. 5.5 Návrh svěrného spoje pro vodící kladku

Vodící kladka se uloží na kuličkové ložisko. Pomocí rozpěrných válečků je kladka uložena souměrně. Protože byl poměrně hodně zvětšený průměr šroubu, pro prvotní návrh bylo použito ložisko 609 – 2RS dle [6].

Zatížení na kladkách 2 a 3 je vždy pouze radiální.



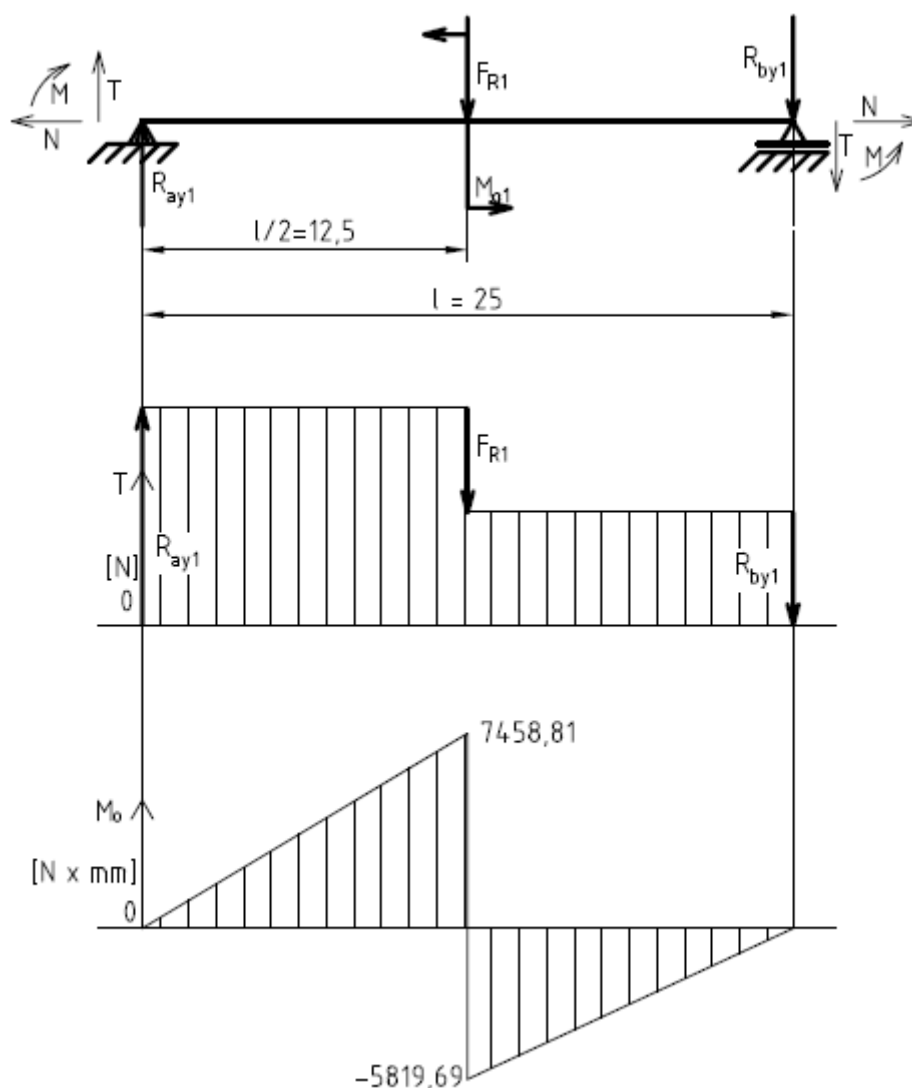
Obr. 5.6 Průběh posouvajících sil a ohybových momentů na kladkách 2 a 3

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{ay2} = R_{by2} = \frac{F_{R2}}{2} = \frac{242,33}{2} = 121,17 \text{ N} \quad (5.18)$$

$$M_{omax} = R_{ay2} \cdot \frac{l}{2} = 121,17 \cdot \frac{25}{2} = 1514,6 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (5.19)$$

Na kladkách 1 a 4 může vznikat také zatížení od drátu, které není přímo v ose, ale je posunuto od osy o rameno. Toto rameno je polovina výpočtového průměru vodicí kladky. V tomto případě vzniká největší kritická síla zřejmě na kladce 1. Sílu na rameni nahrazují pro výpočet ohybovým momentem působícím přímo ve středu ložiska kladky.



Obr. 5.7 průběh posouvajících sil a ohybových momentů na kladce č. 1

$$M_{o1} = \frac{D_k}{2} \cdot F_{o1} = 50 \cdot 265,57 = 13\,278,5 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (5.20)$$

$$F_{R1} = 131,13 \text{ N}$$

$$\Sigma M_b = 0$$

$$-R_{ay1} \cdot l + F_{R1} \cdot \frac{l}{2} + M_{o1} = 0 \Rightarrow R_{ay1} = \frac{F_{R1} \cdot \frac{l}{2} + M_{o1}}{l} = \frac{131,13 \cdot 12,5 + 13\,278,5}{25} = 596,7 \text{ N} \quad (5.21)$$

$$\Sigma M_a = 0$$

$$-R_{by1} \cdot l + M_{o1} - F_{R1} \cdot \frac{l}{2} = 0 \Rightarrow R_{by1} = \frac{M_{o1} - F_{R1} \cdot \frac{l}{2}}{l} = \frac{13\,278,5 - 131,13 \cdot 12,5}{25} = 465,58 \text{ N} \quad (5.22)$$

Kontrola výsledku:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{ay1} - F_{R1} - R_{by1} = 596,7 - 131,13 - 465,58 = 0 \quad (5.23)$$

ohybový moment zleva limitně před M_{o1} :

$$M_{omax} = R_{ay1} \cdot \frac{l}{2} = 596,7 \cdot 12,5 = 7458,8 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.24)$$

Ohybový moment zleva vzdálenost $l/2$:

$$M_o = R_{ay1} \cdot \frac{l}{2} - M_{o1} = 596,7 \cdot 12,5 - 13\,278,5 = -5819,8 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.25)$$

Ohybový moment zprava limitně před M_{o1} :

$$M_o = R_{by1} \cdot \frac{l}{2} = 465,575 \cdot 12,5 = -5819,8 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.25)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} = \frac{M_{omax}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{7458,8}{\frac{\pi \cdot 9^3}{32}} = 104,2 \text{ MPa} \quad (5.26)$$

$$\sigma_{do} = R_{es235} = 235 \text{ MPa dle [5]}$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{do} = 104,2 \leq 235 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (5.27)$$

Kontrola šroubu na otláčení v kritickém místě:

Nejkritičtější je kladka 1 a podpora A, kde je největší zatížení.

$$P_{Docel-ocel} = (100 \div 120) \text{ MPa dle [1]}.$$

$$l' = 3 \text{ mm}$$

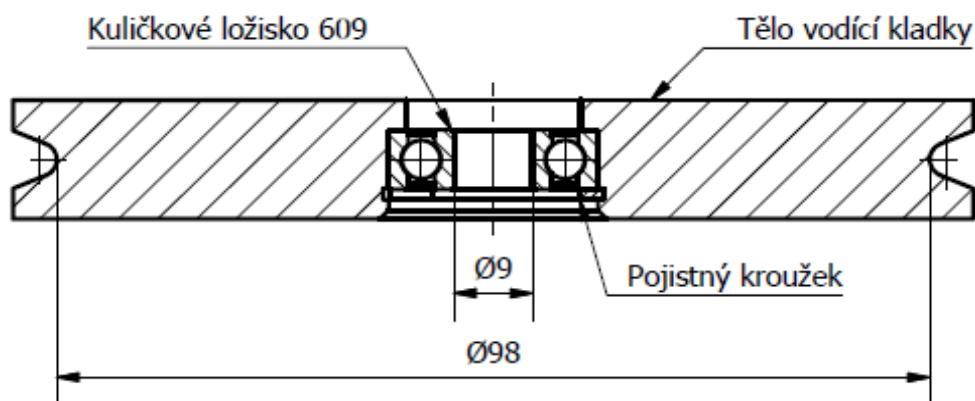
$$P = \frac{R_{Ay1}}{d \cdot l'} = \frac{596,7}{9 \cdot 3} = 22,1 \text{ MPa} \quad (5.28)$$

$$P_{Docel-ocel} > P \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (5.29)$$

5.5 Návrh vodících kladek a kontrola ložisek

Jako nejlepší materiál pro výrobu vodících kladek se jeví Alkalický Polyamid 6 (silon) a to především díky svým dobrým skluzovým vlastnostem. U tohoto materiálu nastává problém s pevnostní kontrolou. Tento materiál se ovšem používá u vodících kladek v podstatě všech strojů.

Polotovary tyč Ø110 Dle [15].



Obr. 5.8 Návrh vodící kladky

Výška rozpěrných válečků

$$B_v = 5,5 \text{ mm}$$

Výpočet otáček kladky vychází z podávací rychlosti stroje a průměru kladky.

Obvod kladky na výpočtovém průměru:

$$O_{dk} = \pi \cdot d_k = \pi \cdot 100 = 314 \text{ mm} = 0,314 \text{ m} \quad (5.30)$$

$$n_k = \frac{v_{ps} \cdot 60}{O_{dk}} = \frac{0,696 \cdot 60}{0,314} = 133 \text{ min}^{-1} \quad (5.31)$$

Pro tyto otáčky je potřebná také dynamická kontrola. Zatížení ložiska při správné funkci neznám, proto provedu dynamickou kontrolu pouze informativní. Vzhledem k malým otáčkám a velkému zvětšení vnitřního průměru ložiska byla navržena ložiska firmy ZKL. Statickou kontrolu ložisek proti přetížení provádím dle katalogu výrobce [6].

tab. 5.2 Parametry ložiska 609

C_r	C_{or}	P_u	n_m	d	D	B	r_s
[kN]			[min ⁻¹]	[mm]			
3,668	1,640	0,070	24 000	9	24	7	0,3

Statická kontrola ložiska kladky 2 a 3:

Pro čistě radiální zatížení

$$P_{0r} = F_{r2} = 0,24233 \text{ kN} \quad (5.32)$$

$$S_0 = \frac{C_{0r}}{P_{0r}} = \frac{1,640}{0,24231} = 6,8 \quad (5.33)$$

Statická kontrola ložiska kladky 1:

Pro radiální a axiální zatížení

$$P_{0r} = 0,6 \cdot F_r + 0,5 \cdot F_a = 0,6 \cdot 131,13 + 0,5 \cdot 265,57 = 211,463 \text{ N} = 0,211463 \text{ kN} \quad (5.34)$$

$$S_0 = \frac{C_{0r}}{P_{0r}} = \frac{1,640}{0,211463} = 7,8 \quad (5.35)$$

Statická kontrola u obou ložisek vyhovuje.

Maximální axiální zatížení:

$$F_a \leq 0,25 \cdot C_{0r} \Rightarrow 0,26557 \leq 0,41 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (5.36)$$

Dynamická kontrola ložiska na kladce 2 a 3:

$$P_r = F_r = 0,24233 \text{ kN} \quad (5.37)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{3,668}{0,24233}\right)^3 = 3467,9 \cdot 10^6 \text{ ot} \quad (5.38)$$

$$L_{10h} = L_{10} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_k}\right) = 3467,9 \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 133}\right) = 434\,573,9 \text{ hod} \quad (5.39)$$

Dynamická kontrola ložiska na kladce 1:

$$m = \frac{F_a}{C_{0r}} = \frac{0,26557}{1,640} = 0,1619 \quad (5.40)$$

$$m_1 = 0,25$$

$$m_0 = 0,13$$

$$e_0 = 0,31$$

$$e_1 = 0,37$$

$$e = e_0 + (m - m_0) \cdot \frac{e_1 - e_0}{m_1 - m_0} = 0,31 + (0,1619 - 0,13) \cdot \frac{0,37 - 0,31}{0,25 - 0,13} = 0,326 \quad (5.41)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0,26557}{0,13113} = 2,03 > e \quad (5.42)$$

$$x = 0,56$$

$$y_0 = 1,2$$

$$y_I = 1,4$$

$$y = y_0 + (m - m_0) \cdot \frac{y_I - y_0}{m_I - m_0} = 1,2 + (0,1619 - 0,13) \cdot \frac{1,4 - 1,2}{0,25 - 0,13} = 1,25 \quad (5.43)$$

$$P_r = x \cdot F_r + y \cdot F_a = 0,56 \cdot 0,13113 + 1,25 \cdot 0,26557 = 0,405 \text{ kN} \quad (5.44)$$

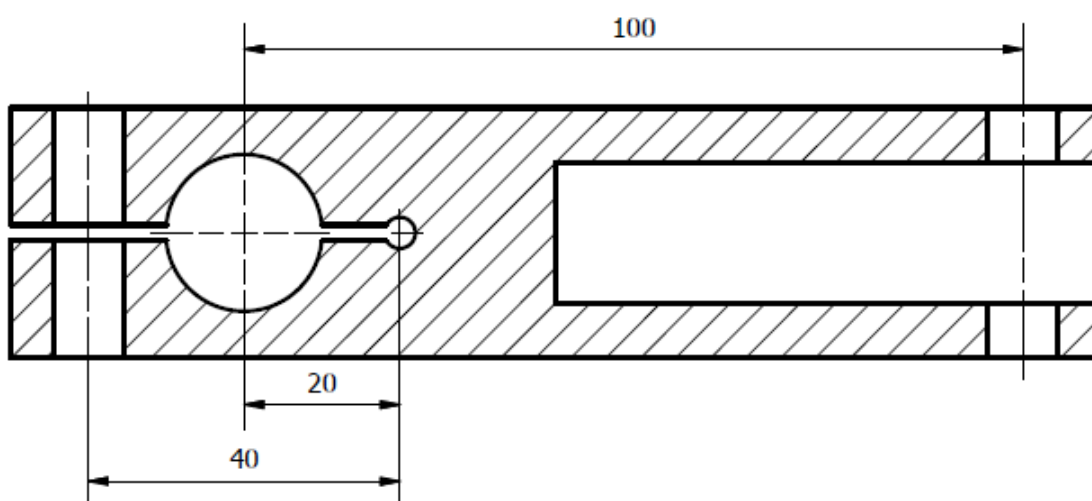
$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{3,668}{0,405}\right)^3 = 742,88 \cdot 10^6 \quad (5.45)$$

$$L_{10h} = L_{10} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_k}\right) = 742,88 \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 133}\right) = 93092,7 \text{ hod} \quad (5.46)$$

Doporučená hodnota z katalogu ZKL pro stroje pracující 8 až 16 hodin denně je 15 000 až 30 000 hod. Tuto hodnotu přesahují i při výpočtu s kritickou silou, proto ložiska vyhovují. Určení servisních intervalů ovšem nebylo možné vzhledem k nezjištěnému nominálnímu zatížení.

5.6 Kontrola svěrného spoje kladky

Při kontrole vycházím ze zatížení na kladce 1. Předpokládám přenesení síly vyvinuté drátem přímo do osy ložiska. Z této síly vypočítám krouticí moment, který je potřeba přenést na obloukové rameno. Průměr trubky oblouku je 20 mm, ovšem díra vyrobená ve svěrném spoji bude přímá, proto musí být zvětšena, průměr díry jsem určil z geometrického návrhu. Výpočet svěrného spoje a šroubu dle [1].



Obr. 5.9 Návrh svěrného spoje pro výpočet

$$B_{sm} = 16 \text{ mm}$$

$$D_{sm} = 20,1 \text{ mm}$$

$$D_t = 20 \text{ mm}$$

$$M_k = F_{o1} \cdot 100 = 265,57 \cdot 100 = 26\,557 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.47)$$

$$P_{Doce1} = 85 \text{ MPa dle [1]}$$

$$k = 1,3$$

$$M_{kB} = M_k \cdot k = 26\,557 \cdot 1,3 = 34\,524,1 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.48)$$

$$f_{ocel-ocel} = 0,16$$

$$f' = f \cdot \frac{\pi}{2} = 0,16 \cdot \frac{\pi}{2} = 0,25 \quad (5.49)$$

$$2 \cdot F_T \cdot \frac{D_t}{2} = M_{kB} \Rightarrow F_T = \frac{M_{kB}}{D_t} = \frac{34\,524,1}{20} = 1726,2 \text{ N} \quad (5.50)$$

$$F_T = F_N \cdot f' \Rightarrow F_N = \frac{F_T}{f'} = \frac{1726,2}{0,25} = 6904,8 \text{ N} \quad (5.51)$$

$$\frac{F_N}{D_t \cdot B_{sm}} \leq P_{Doce1} \Rightarrow \frac{6904,8}{20 \cdot 16} = 21,58 \text{ MPa} < 85 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (5.52)$$

$$F_{os} \cdot 40 = F_N \cdot 20 \Rightarrow F_{os} = \frac{F_N \cdot 20}{40} = 3452,4 \text{ N} \quad (5.53)$$

Návrh šroubu svěrného spoje:

$$f_z = 0,3 [1]$$

$$f_m = 0,16 [4]$$

Volím mat. šroubu 5.6 $\Rightarrow R_e = 300 \text{ MPa}$

$$\sigma_t = \frac{F_{os}}{S'} \leq \sigma_{Dt} \Rightarrow \sigma_{Dt} = \frac{F_{os}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \Rightarrow d_3' = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{os}}{\pi \cdot \sigma_{Dt}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3452,4}{\pi \cdot 300}} = 3,83 \text{ mm} \quad (5.54)$$

Volím šroub M8

tab. 5.3 Rozměry závitů

d_3	6,466 mm
d_2	7,188 mm
P_h	1,25 mm
α	60°

$$d_s = \frac{D_d + s}{2} = \frac{9 + 13}{2} = 11 \text{ mm} \quad (5.55)$$

$$M_m = F_{os} \cdot f_m \cdot \frac{d_s}{4} = 3452,4 \cdot 0,16 \cdot \frac{11}{4} = 1519 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.56)$$

$$\psi = \operatorname{tg} \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \frac{1,25}{\pi \cdot 7,188} = 3,17^\circ \quad (5.57)$$

$$\varphi' = \operatorname{tg} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,3}{\cos 30^\circ} = 19,1^\circ \quad (5.58)$$

$$M_{tz} = F_{os} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} = 3452,4 \cdot \operatorname{tg}(3,17^\circ + 19,1^\circ) \cdot \frac{7,188}{2} = 5081,3 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.59)$$

$$M_u = M_{tz} + M_m = 5081,3 + 1519 = 6600,3 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.60)$$

$$\tau_{ks} = \frac{M_{tz}}{W_k} = \frac{M_{tz}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{5081,3}{\frac{\pi \cdot 6,466^3}{16}} = 95,7 \text{ MPa} \quad (5.61)$$

$$\sigma_{ts} = \frac{F_{os}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{3452,4}{\frac{\pi \cdot 6,466^2}{4}} = 105,1 \text{ MPa} \quad (5.62)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_s^2 + 4 \cdot \tau_s^2} = \sqrt{105,1^2 + 4 \cdot 95,7^2} = 218 \text{ MPa} \quad (5.63)$$

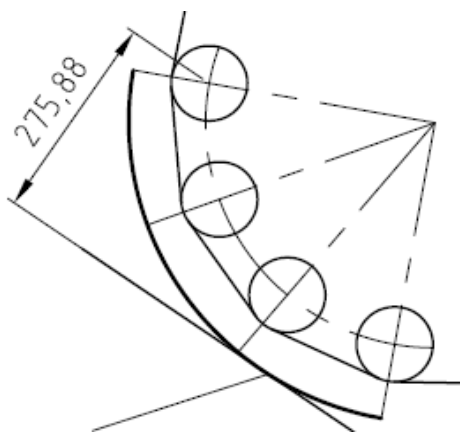
$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{300}{218} = 1,38 > \text{bezpečnost vyhovuje} \quad (5.64)$$

Výpočet výšky svěrného spoje dle [3].

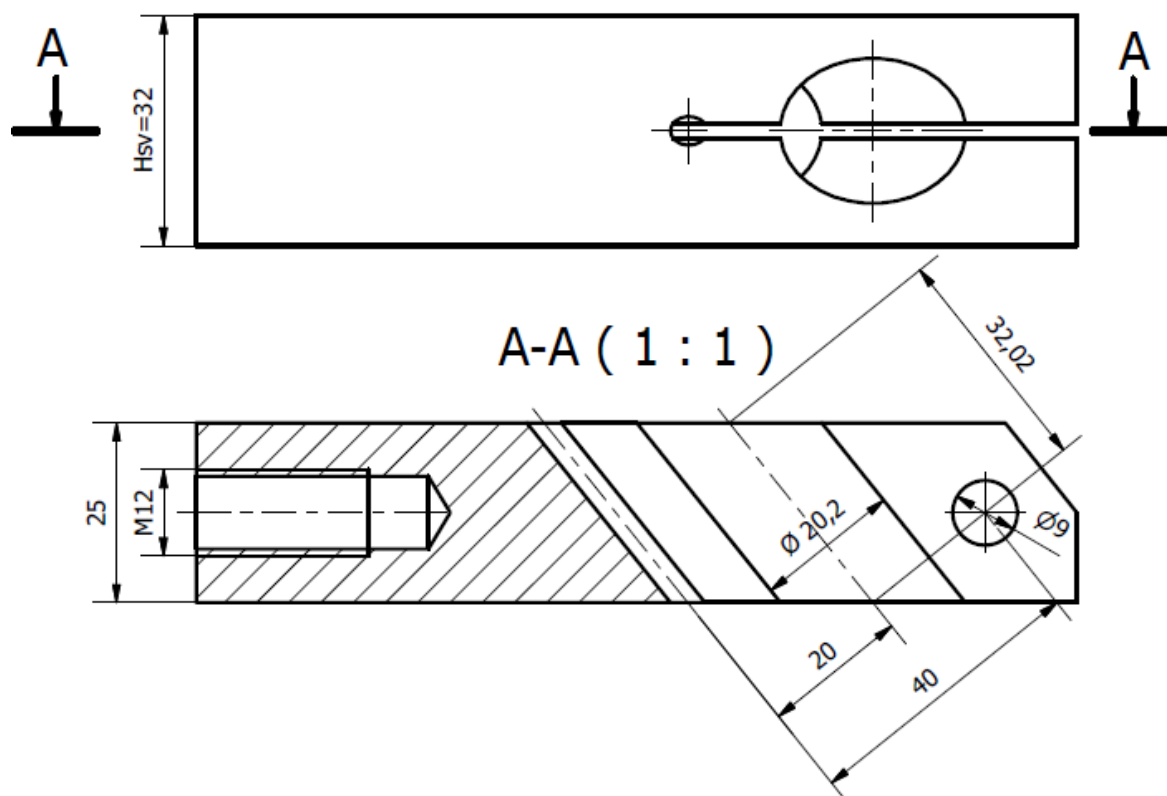
$$H_s = H_{sv} = 1,6 \div 1,8 \cdot D_t = 1,6 \div 1,8 \cdot 20 = 32 \div 36 \text{ mm} \Rightarrow 32 \text{ mm} \quad (5.65)$$

5.7 Kontrola svěrného spoje ramene

Krouticí moment potřebný k přenesení opět vychází z osově síly na první kladce, ovšem rameno se mění. Velikost ramene beru jako kolmou vzdálenost působíště síly od úsečky tečné k rameni se středu uchycení svěrného spoje.



Obr. 5.10 Určení délky ramene pro výpočet svěrného spoje



Obr. 5.11 Svěrný spoj oblouku

Většina hodnot byla vysvětlena a určena v kapitole 5.6, proto výpočet zkracuji pouze na rozdíly ve výpočtu.

$$M_k = F_{o1} \cdot 275,88 = 265,57 \cdot 275,88 = 73\,265,5 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.66)$$

$$M_{kb} = 1,3 \cdot M_k = 1,3 \cdot 73\,265,5 = 95\,245,2 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.67)$$

$$F_T = \frac{M_{kb}}{D_t} = \frac{95\,245,2}{20} = 4762,26 \text{ N} \quad (5.68)$$

$$F_N = \frac{F_T}{f'} = \frac{4762,26}{0,25} = 19\,049,04 \text{ N} \quad (5.69)$$

$$P = \frac{F_N}{D_t \cdot 32} = \frac{19\,049,04}{20 \cdot 32} = 31,75 \text{ MPa} < P_{DoceI} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (5.70)$$

$$F_{os} \cdot 40 = F_N \cdot 20 \Rightarrow F_{os} = \frac{F_N \cdot 20}{40} = \frac{19\,049,04 \cdot 20}{40} = 9524,5 \text{ N} \quad (5.71)$$

Pevnostní třída šroubu 8.8

$$\sigma_t = \frac{F_{os}}{S'} \leq \sigma_{Dt} \Rightarrow \sigma_{Dt} = \frac{F_{os}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \Rightarrow d_3' = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{os}}{\pi \cdot \sigma_{Dt}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9524,5}{\pi \cdot 640}} = 4,35 \text{ mm} \quad (5.72)$$

Volím šroub M8

$$M_m = F_{os} \cdot f_m \cdot \frac{d_s}{4} = 9524,5 \cdot 0,16 \cdot \frac{11}{4} = 4190,8 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.73)$$

$$M_{tz} = F_{os} \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} = 9524,5 \cdot tg(3,17^\circ + 19,1^\circ) \cdot \frac{7,188}{2} = 14\,018,2 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.74)$$

$$M_u = M_m + M_{tz} = 4190,8 + 14\,018,2 = 18\,209 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.75)$$

$$\tau_{ks} = \frac{M_{tz}}{W_k} = \frac{M_{tz}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{14\,018,2}{\frac{\pi \cdot 6,466^3}{16}} = 264,1 \text{ MPa} \quad (5.76)$$

$$\sigma_{ts} = \frac{F_{os}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{9524,5}{\frac{\pi \cdot 6,466^2}{4}} = 290,1 \text{ MPa} \quad (5.77)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{sv}^2 + 4 \cdot \tau_{sv}^2} = \sqrt{290,1^2 + 4 \cdot 264,1^2} = 602 \text{ MPa}$$

Volím materiál šroubu 10.9 vzhledem k vysokému napětí.

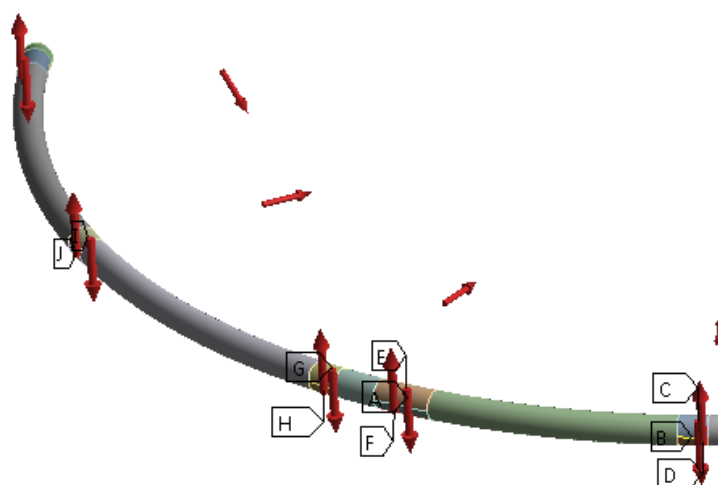
$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{900}{602} = 1,5 > \text{vyhovuje} \quad (5.78)$$

5.8 Kontrola oblouku pomocí MKP

Oblouk byl kontrolován pomocí MKP, protože analytická kontrola by byla skoro neřešitelná. Obloukové rameno bylo v první variantě výpočtu spojeno s tyčí pomocí svaru. Při této variantě ovšem docházelo k velkému napětí v místech spojení tyče a ramena zřejmě vlivem velkého vrubového účinku svaru, proto jsem se rozhodl pro spojení pomocí svěrného spoje. Ten ovšem trubku velmi zatěžuje svojí normálovou silou vyvinutou utažením šroubu.

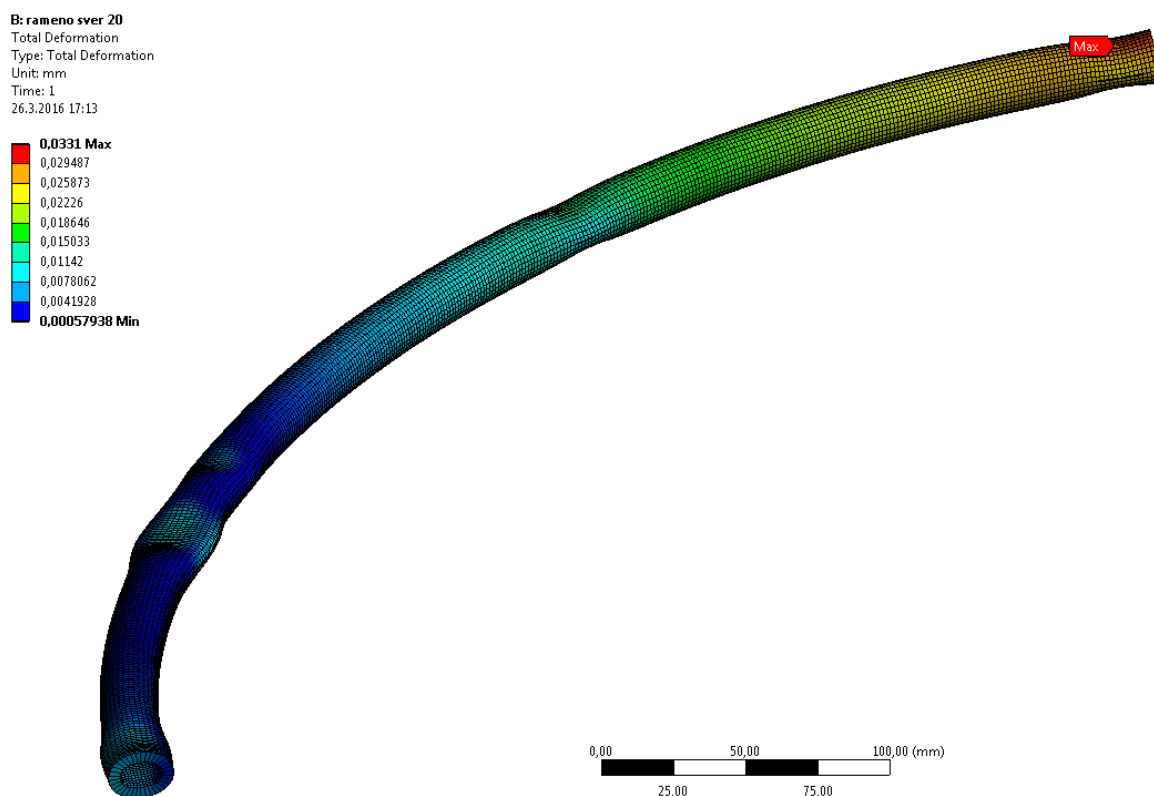
Polotovarem pro rameno je trubka TR 20 x 4 ČSN 42 6711.21 – 11 523 Dle [14].

- B: rameno sver 20**
Static Structural
Time: 1, s
Items: 10 of 16 indicated
26.3.2016 17:05
- A** Remote Displacement
 - B** Displacement
 - C** Force: 6904,8 N
 - D** Force 2: 6904,8 N
 - E** Force 3: 19049 N
 - F** Force 4: 19049 N
 - G** Force 5: 6904,8 N
 - H** Force 6: 6904,8 N
 - I** Force 7: 6904,8 N
 - J** Force 8: 6904,8 N

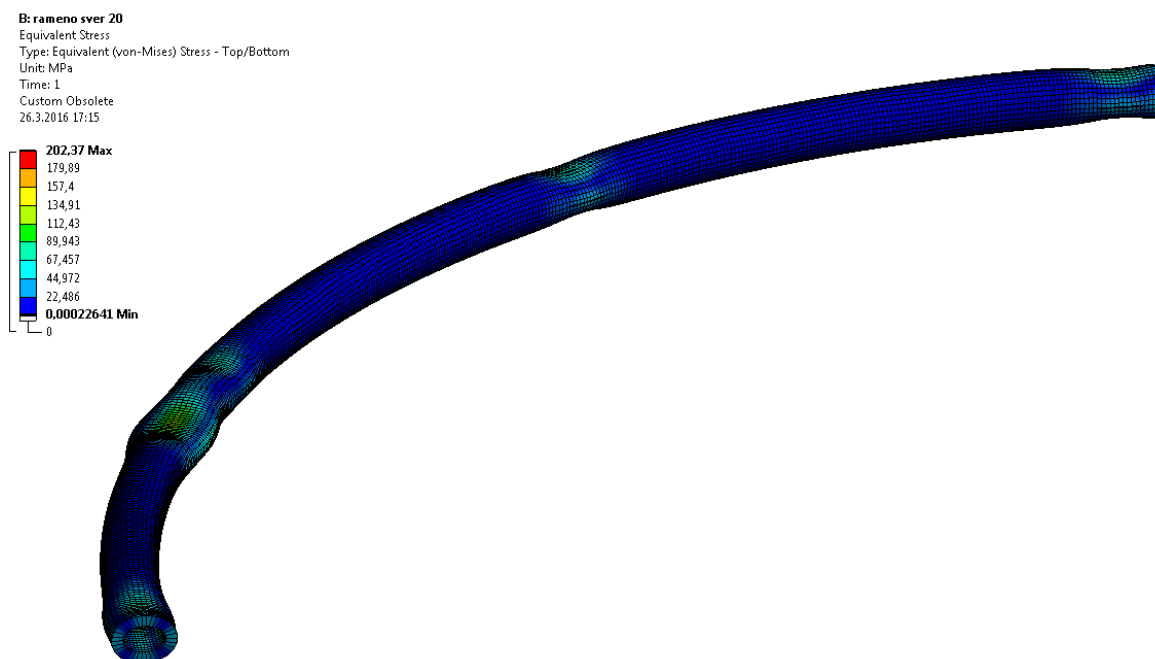


Obr. 5.12 Schéma zatížení oblouku

Oblouk zatížený pouze normálovými silami vyvozenými svěrnými spoji:



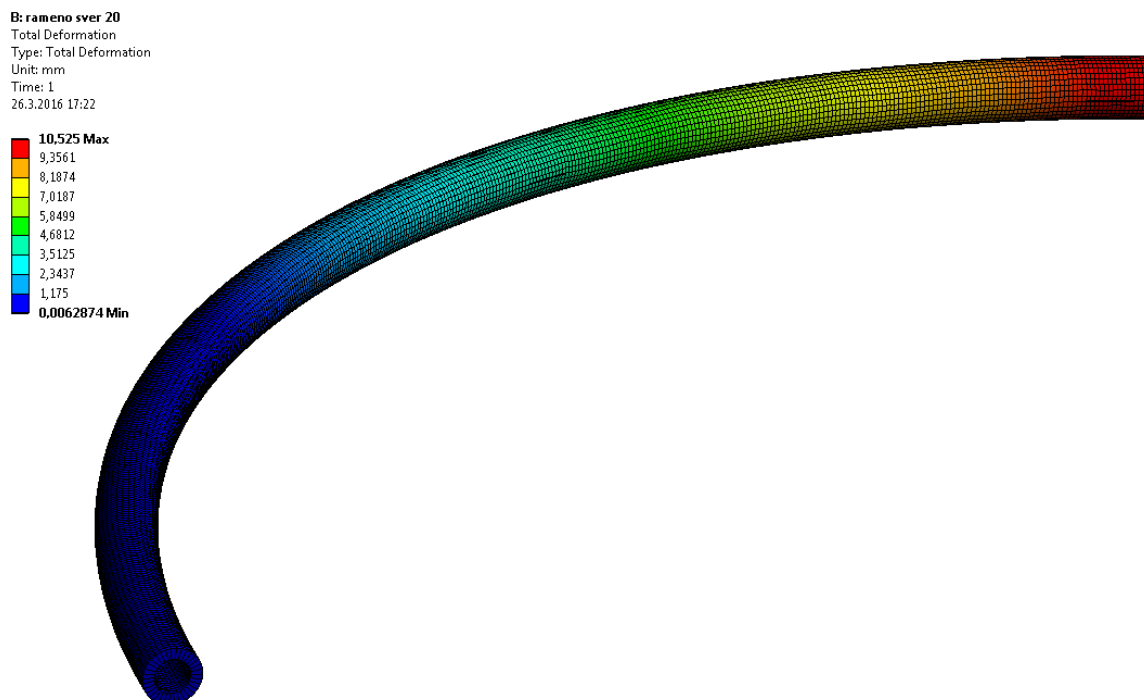
Obr. 5.13 Oblouk zatížený pouze normálovými silami total deformation



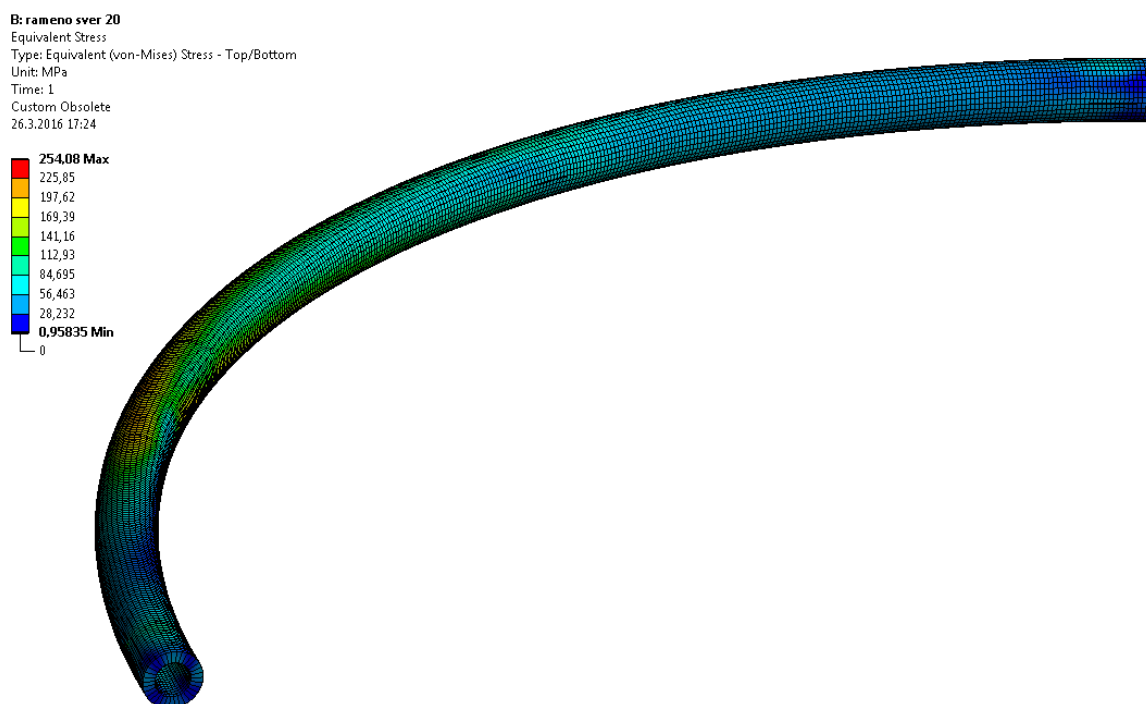
Obr. 5.14 Oblouk zatížený pouze normálovými silami equivalent stress

Celková maximální deformace o velikosti 0,03 mm, není dle mého názoru deformace, která by měla zapříčinit nefunkčnost zařízení, ovšem napětí o velikosti 202 MPa je velké.

Oblouk zatížený všemi silami:



Obr 5.15 Total deformation



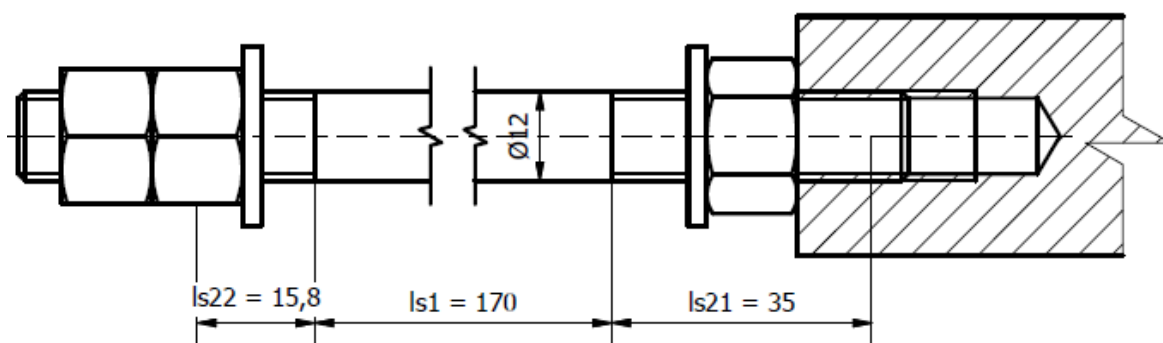
Obr. 5.16 Equivalent stress

Při zatížení oblouku silami vyvozenými drátem opravdu hodně vzrostla deformace, ovšem na napětí to nebylo moc znatelné. Oblouk rozhodně pevnostně vyhovuje podmínce.

$$254 < R_{e11523} \Rightarrow 254 < 333 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

5.9 Dynamická kontrola spojovací tyče

Síla působící na tyč vychází se silové rovnováhy na rameni stroje a minimální síla není nulová, protože pružina na rameni stroje je předepjatá o 5 mm. Na tyči má největší vrubový účinek určitě závit a proto provádím dynamickou kontrolu zaoblení drážky závitů šroubu v místě prvního nosného závitu matice. Jedná se o mívivý cyklus. Vzhledem k tomu, že síla se na rameno přenáší buďto jenom pružinou, nebo pružinou i trubkou, mění se také tuhost. Proto počítám z horší variantou přenosu pouze pružinou, proto tuhost trubky zanedbám. Výpočet dle [2].



Obr. 5.17 Zobrazení rozměrů pro výpočet dynamického namáhání spojovací tyče

$$F = 71,92 \text{ N}$$

$$F_{min} = c_p \cdot 5 = 1,04 \cdot 5 = 5,2 \text{ N}$$

$$R_z = 0,144337561 \cdot P = 0,144337561 \cdot 1,75 = 0,25 \text{ mm} \quad (5.79)$$

$$s^x = \frac{2-v}{1-v} = \frac{2-0,3}{1-0,3} = 2,43 \quad (5.80)$$

$$\text{Dle Obr. 12 } \rho^x = 0,06$$

$$R_{zf} = R_z + s^x \cdot \rho^x = 0,25 + 2,43 \cdot 0,06 = 0,3958 \text{ mm} \quad (5.81)$$

$$\text{Dle Obr. 14 } \alpha_\sigma = 3,9$$

$$\beta_\sigma = \alpha_\sigma \cdot \sqrt{\frac{R_z}{R_{zf}}} = 3,9 \cdot \sqrt{\frac{0,25}{0,3958}} = 3,1 \quad (5.82)$$

$$c_p = 1,04 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Na straně matice počítám s délkou do poloviny výšky matice, stranu svěrného spoje považuji za hlavu šroubu, protože je zde tyč zašroubovaná dále, proto počítám se dvěma třetinami.

$$l_{s2} = l_{s21} + l_{s22} = 15,8 + 35 = 50,8 \quad (5.83)$$

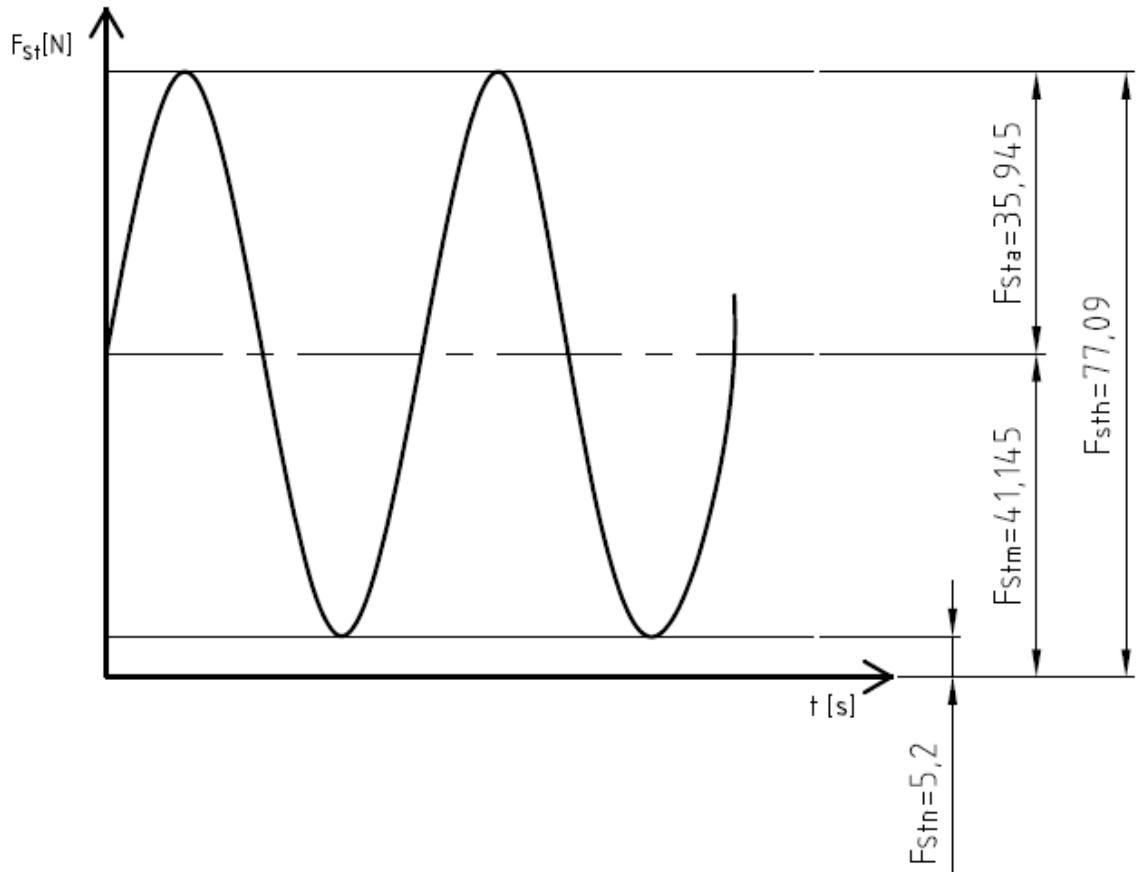
$$c_s = \frac{1}{\frac{1}{E_s} \left[\frac{l_{s2}}{4} + \frac{l_{s1}}{4} \right]} = \frac{1}{\frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \left[\frac{50,8}{4} + \frac{170}{4} \right]} = 96\,801,85 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1} \quad (5.84)$$

$$F_{Stn} = F_{min} + F \cdot \frac{c_p}{c_p + c_s} = 5,2 + 71,92 \cdot \frac{1,04}{1,04 + 96\,801,85} = 5,2 \text{ N} \quad (5.85)$$

$$F_{Sta} = \frac{F \cdot \frac{c_s}{c_s + c_{pf}}}{2} = \frac{71,92 \cdot \frac{96\,801,85}{96\,801,85 + 1,04}}{2} = 35,95 \text{ N} \quad (5.86)$$

$$F_{Stm} = F_{Sn} + F_{Sa} = 5,2 + 35,95 = 41,15 \text{ N} \quad (5.87)$$

$$F_{Sth} = F_{Sn} + 2 \cdot F_{Sa} = 5,2 + 2 \cdot 35,95 = 77,1 \text{ N} \quad (5.88)$$



Obr. 5.18 Zobrazení cyklu spojovací tyče

$$\sigma_{tSth} = \frac{F_{sh}}{\frac{\pi d_3^2}{4}} = \frac{77,1}{\frac{\pi \cdot 9,853^2}{4}} = 1,01 \text{ MPa} \quad (5.89)$$

$$\sigma_{tStn} = \frac{F_{sn}}{\frac{\pi d_3^2}{4}} = \frac{5,2}{\frac{\pi \cdot 9,853^2}{4}} = 0,068 \text{ MPa} \quad (5.90)$$

$$\sigma_{tSta} = \frac{F_{sa}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{35,95}{\frac{\pi \cdot 9,853^2}{4}} = 0,47 \text{ MPa} \quad (5.91)$$

$$\sigma_c \cong 0,35 \cdot R_m = 0,35 \cdot 500 = 175 \text{ MPa} \quad (5.92)$$

$$\psi_\sigma \cong 0,02 + 2 \cdot R_m \cdot 10^{-4} = 0,02 + 2 \cdot 500 \cdot 10^{-4} = 0,12 \quad (5.93)$$

$$\varepsilon_p = 0,8 \text{ Dle Obr. 19}$$

$$\nu_\sigma = 0,8 \text{ Dle Obr. 20}$$

$$\psi_\sigma^x = \frac{\psi_\sigma}{\beta_{\sigma 4}} \cdot \varepsilon_p \cdot \nu_\sigma = \frac{0,12}{3,1} \cdot 0,8 \cdot 0,8 = 0,025 \quad (5.94)$$

$$\sigma_c^x = \sigma_c \cdot \frac{\varepsilon_p \cdot \nu_\sigma}{\beta_{\sigma 4}} = 175 \cdot \frac{0,8 \cdot 0,8}{3,1} = 36,13 \text{ MPa} \quad (5.95)$$

$$k_{\sigma a} = \frac{\sigma_c^x - \psi_\sigma^x \cdot \sigma_{tStn}}{(1 + \psi_\sigma^x) \cdot \sigma_{tSta}} = \frac{36,13 - 0,025 \cdot 0,068}{(1 + 0,025) \cdot 0,47} = 75 \quad (5.96)$$

$$k_{\sigma h} = \frac{2 \cdot \sigma_c^x + (1 - \psi_\sigma^x) \cdot \sigma_{tStn}}{(1 + \psi_\sigma^x) \cdot \sigma_{tSth}} = \frac{2 \cdot 36,13 + (1 - 0,025) \cdot 0,068}{(1 + 0,025) \cdot 1,01} = 69,9 \quad (5.97)$$

Dynamická kontrola tyče vychází opravdu předimenzovaná, ovšem průměr tyče zmenšit nemůžu, protože pro uchycení na stroj bude použita již existující díra s bronzovou vložkou o daném průměru. Materiál tyče se taky nebude měnit vzhledem k možné destrukci při velkém jednorázovém přetížení stroje.

6 Závěr

U optimalizace je nejisté, zda bude fungovat správně, jak je předpokládáno. Já jsem se snažil optimalizovat stroj co nejlépe, ovšem narazil jsem při této činnosti na několik problémů. Jedním z problémů byla literatura. Nenašel jsem žádnou literaturu, která by se věnovala konstrukci odvíjecích zařízení a určitých náležitostí toho jak taková zařízení konstruovat. Rovněž jsem nenašel ani žádný software, který by byl uzpůsobený pro simulaci odvíjení drátu. Rozhodl jsem se proto optimalizovat geometrii stroje pomocí půdorysných 2D náčrtů, tak aby v jednotlivých polohách zařízení byly všechny křivky co možná nejlépe vyhlazeny a nedocházelo k lámání drátu kolem vodičích kladek. Výhodou bylo, že jsem se mohl částečně inspirovat druhým strojem, který ve firmě používají na podobnou práci a s jehož funkcí jsou daleko lépe spokojeni.

V kapitole, zabývající se výpočty, jsem kontroloval pouze zásadní díly konstrukce a to jak ze zatížení, které působí na stroj při jeho správné funkci, tak ze zatížení, které považují za kritické a které jsem vypočetl.

Vzhledem k tomu, že jsem bakalářskou práci tvořil pro firmu, je poměrně důležité také jejich vyjádření a rozhodnutí o uvedení stroje do provozu. Proto jsem rád, že mé řešení bylo akceptováno a mělo by být zavedeno do provozu. Toto zavedení se plánuje v průběhu léta letošního roku, kdy mají nejméně práce a tudíž nejvíce času na to vše vyzkoušet, popřípadě odladit některé problémy, které se například nedaly očekávat.

7 Seznam použité literatury

- [1] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: části spojovací*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007. ISBN 9788024812908.
- [2] KALÁB, Květoslav. *Návrh a výpočet dynamicky namáhaného šroubu přírubového spoje: Vysokoškolská příručka* [online]. Ostrava 2013 [cit. 2016-04-15]. Dostupné z: <http://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/347/.content/files/predmety/kal01/prirucka-dynamickysroub.pdf>
- [3] KŘÍŽ, Rudolf a Pavel VÁVRA. *Strojírenská příručka: 24 oddílů v osmi svazcích 5. svazek*. Vyd. 1. Praha: Scientia, 1994. ISBN 808582759X.
- [4] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 9788073610517.
- [5] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin HARTL, editor Miloš VLK, přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. ISBN 9788021426290.
- [6] ZKL GROUP. *Valivá ložiska*. 3/2013. Brno: Grafické studio Ideal, 2013.
- [7] *Odvíjecí zařízení* [online]. [cit. 2016-04-15]. Dostupné z: <http://vaspo.cz/cz/vyroba-stroje/stroje-pro-dratovny/odvijedla-dratu.html>
- [8] *Odvíjecí stojany* [online]. [cit. 2016-04-15]. Dostupné z: http://www.kovopol.cz/vps_qosd_cz.htm
- [9] *Odvíjecí konzole* [online]. [cit. 2016-04-15]. Dostupné z: <http://www.moram.eu/zvedaky-na-bubny/>
- [10] *Odvíjecí zařízení Soprem* [online]. [cit. 2016-04-15]. Dostupné z: <http://www.konturatools.cz/produkt/rovnacky-plechu-odvijedla-soprem>
- [11] *Odvíjecí zařízení PA Bohemia* [online]. [cit. 2016-04-15]. Dostupné z: <http://www.paboheemia.cz/website/mainmenu/webpage/wire/>
- [12] *Pneumatický válec* [online]. [cit. 2016-04-15]. Dostupné z: <http://cz.rs-online.com/web/p/pneumaticke-obloukove-valce/7006036/>
- [13] *Katalog tlačné pružiny Fevos* [online]. [cit. 2016-04-15]. Dostupné z: <http://www.pruziny-fevos.cz/Tlacnepruz.pdf>
- [14] *Katalog hutních polotovarů Ferona* [online]. [cit. 2016-04-15]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/search.php?kat=1>

[15] *Polotovary alkalický polyamid* [online]. [cit. 2016-04-15]. Dostupné z: http://www.vss-plasty.cz/?page_id=32

8 Seznam příloh

Příloha A – sestavný výkres

Příloha B – výrobní výkres

Příloha C – CD s obsahem

Příloha č. 1 – kompletní MKP analýza oblouku